

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2003年 4月 7日
Date of Application:

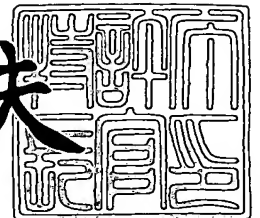
出願番号 特願2003-103127
Application Number:
[ST. 10/C]: [JP 2003-103127]

出願人 トヨタ自動車株式会社
Applicant(s): 株式会社アドヴィックス

2004年 3月 4日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井 康夫



出証番号 出証特2004-3016628

【書類名】 特許願

【整理番号】 AT-5669

【提出日】 平成15年 4月 7日

【あて先】 特許庁長官

【国際特許分類】 B60T 8/26

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

 【氏名】 濱田 千章

【発明者】

 【住所又は居所】 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内

 【氏名】 堂浦 陽文

【特許出願人】

 【識別番号】 000003207

 【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【特許出願人】

 【識別番号】 301065892

 【氏名又は名称】 株式会社アドヴィックス

【代理人】

 【識別番号】 100071216

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 明石 昌毅

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 016702

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

 【物件名】 図面 1

 【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9711686

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書
【発明の名称】 車輛の制動制御装置
【特許請求の範囲】

【請求項 1】

各車輪毎に設けられ対応する車輪の制動圧を制御する増減圧制御弁と、前記増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する共通の制御弁とを有する制動装置を備えた車輛の制動制御装置であって、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動圧を前輪の制動圧よりも低くする前後輪制動力配分制御を行い、前記前後輪制動力配分制御の開始後に運転者による制動操作量が増大されたときには制動操作量の増大量に応じて前輪の制動圧を増大させる車輛の制動制御装置に於いて、前記前後輪制動力配分制御の実行中に何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているときには前輪の制動圧の増大量を漸減することを特徴とする車輛の制動制御装置。

【請求項 2】

前記前後輪制動力配分制御が終了したときには前記前後輪制動力配分制御の実行中にアンチスキッド制御が行われているときの漸減速度よりも大きい漸減速度にて前輪の制動圧の増大量を漸減することを特徴とする請求項 1 に記載の車輛の制動制御装置。

【請求項 3】

前記前輪の制動圧の増大量を漸減することは前記前輪の制動圧の増大量がゼロになるまで継続されることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載の車輛の制動制御装置。

【請求項 4】

前記前後輪制動力配分制御の実行中にアンチスキッド制御が終了したときには前輪の制動圧の増大量の漸減を終了することを特徴とする請求項 1 乃至 3 に記載の車輛の制動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車等の車輛の制動制御装置に係り、更に詳細には前後輪の制動力配分制御を行う車輛の制動制御装置に係る。

【0 0 0 2】

【従来の技術】

自動車等の車輛の制動制御装置の一つとして、車輛の制動時に後輪がロックすることを防止して車輛の走行安定性を向上させるべく、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動圧を保持又は減圧し或いはパルス増圧して後輪の制動力の上昇を抑制する前後輪制動力配分制御を行うよう構成された制動制御装置が従来より知られている。

【0 0 0 3】

この種の制動制御装置によれば、前後輪制動力配分制御が行われない場合に比して、後輪が前輪よりも先行してロック状態になること及びこれに起因して車輛の安定性が悪化することを防止して車輛の走行安定性を向上させることができるが、前後輪制動力配分制御が実行されると後輪の制動力の上昇が抑制されるため、運転者が制動力を高くしようとして制動操作量を増大させても車輛全体としての制動力が十分に上昇せず、運転者が制動操作に違和感を感じることもある。

【0 0 0 4】

かかる問題を解消すべく、例えば本願出願人の出願にかかる下記の特許文献 1 には、マスタシリンダの作動液圧を各車輪に対応して設けられた制動力発生装置のホイールシリンダへ供給することにより制動力を発生し、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動力の上昇を抑制する前後輪制動力配分制御を行う車輛の制動制御装置であって、前後輪制動力配分制御が行われているときには後輪の制動力の上昇抑制量に応じて前輪の制動力を増加させるよう構成された制動制御装置が記載されている。

【特許文献 1】

特願 2 0 0 1 - 3 6 0 5 1 0 号明細書及び図面

【0 0 0 5】

【発明が解決しようとする課題】

上記先の出願にかかる制動制御装置によれば、前後輪制動力配分制御が行われ

ているときには後輪の制動力の上昇抑制量に応じて前輪の制動力が増加されるので、前後輪制動力配分制御が行われ後輪の制動力の上昇が抑制されることによる後輪の制動力の不足分を確実に前輪の制動力の増大によって補填することができ、従って後輪が前輪よりも先行してロック状態になること及びこれに起因して車両の安定性が悪化することを確実に防止しつつ車両全体としての制動力を効果的に運転者の制動操作量に応じた制動力に制御することができる。

【 0 0 0 6 】

しかし制動圧（ホイールシリンダ圧力）を制御する増減圧制御弁を各車輪毎に有し、前輪及び後輪の増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する制動装置を備えた車両に於いては、前後輪制動力配分制御が行われている状況に於いて運転者の制動操作量が増大され何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われると、後輪の制動圧が過剰になり易いという問題がある。

【 0 0 0 7 】

即ち、上述の如き制動装置の場合には、運転者の制動操作量が増大され何れかの車輪についてアンチスキッド制御が開始されると、運転者の制動要求に答えるべく後輪制動力の上昇抑制が解除され後輪の制動圧が増大されるので、アンチスキッド制御の終了時に後輪の制動圧が高い状態になると共に、前輪及び後輪の増減圧制御弁より上流側の圧力が高い状況にて前輪の増減圧制御弁が制御されることにより前後輪制動力配分制御による前輪の制動圧が増圧され、前輪の制動圧も高くなり、そのためアンチスキッド制御終了時のブレーキの効きが高くなりすぎ、車両コントロール性が低下し易い。

【 0 0 0 8 】

また制動装置が各車輪毎に設けられ対応する車輪の制動圧を制御する増減圧制御弁と、左右前輪の一方及び左右後輪の一方の増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する第一の共通の制御弁と、左右前輪の他方及び左右後輪の他方の増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する第二の共通の制御弁とを有する制動装置である場合には、後輪の制動力の上昇抑制量に応じて前輪の制動力を増加させるべく前輪の制動圧を増加させると、後輪の増減圧制御弁より上流側の圧力も高くなる。また上述の如く運転者の制動操作量が増大され何れか

の車輪についてアンチスキッド制御が開始されると、運転者の制動要求に答えるべく後輪制動力の上昇抑制が解除され後輪の制動圧が増大される。そのため増減圧制御弁より上流側の圧力が高い状況にて後輪制動圧の増圧が行われ、アンチスキッド制御の開始後に後輪の制動圧が急激に高くなって車両が不安定になり易い。

【0009】

本発明は、各車輪毎に設けられ対応する車輪の制動圧を制御する増減圧制御弁と、増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する共通の制御弁とを有する制動装置を備えた車両の制動制御装置であって、車両の運転状態が所定の状態になると後輪の制動力の上昇を抑制すると共に後輪の制動力の上昇抑制量に応じて前輪の制動力を増加させる前後輪制動力配分制御を行うよう構成された従来の制動制御装置に於ける上述の問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、前後輪制動力配分制御が行われている状況に於いて運転者の制動操作量が増大され何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われる場合に後輪の制動圧が不必要に高くなることを防止することにより、車両全体の制動力が過剰になることを防止して車両の走行安定性を向上させることである。

【0010】

【課題を解決するための手段】

上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項1の構成、即ち各車輪毎に設けられ対応する車輪の制動圧を制御する増減圧制御弁と、前記増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する共通の制御弁とを有する制動装置を備えた車両の制動制御装置であって、車両の運転状態が所定の状態になると後輪の制動圧を前輪の制動圧よりも低くする前後輪制動力配分制御を行い、前記前後輪制動力配分制御の開始後に運転者による制動操作量が増大されたときには制動操作量の増大量に応じて前輪の制動圧を増大させる車両の制動制御装置に於いて、前記前後輪制動力配分制御の実行中に何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているときには前輪の制動圧の増大量を漸減することを特徴とする車両の制動制御装置によって達成される。

【0011】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 の構成に於いて、前記前後輪制動力配分制御が終了したときには前記前後輪制動力配分制御の実行中にアンチスキッド制御が行われているときの漸減速度よりも大きい漸減速度にて前輪の制動圧の増大量を漸減するよう構成される（請求項 2 の構成）。

【 0 0 1 2 】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 又は 2 の構成に於いて、前記前輪の制動圧の増大量を漸減することは前記前輪の制動圧の増大量がゼロになるまで継続されるよう構成される（請求項 3 の構成）。

【 0 0 1 3 】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 乃至 3 の構成に於いて、前記前後輪制動力配分制御の実行中にアンチスキッド制御が終了したときには前輪の制動圧の増大量の漸減を終了するよう構成される（請求項 4 の構成）。

【 0 0 1 4 】

【発明の作用及び効果】

上記請求項 1 の構成によれば、前後輪制動力配分制御が行われているときには後輪の制動力の上昇抑制量に応じて前輪の制動力が増加されるので、前後輪制動力配分制御が行われ後輪の制動力の上昇が抑制されることによる後輪の制動力の不足分を確実に前輪の制動力の増大によって補填することができ、従って後輪が前輪よりも先行してロック状態になること及びこれに起因して車両の安定性が悪化することを確実に防止しつつ車両全体としての制動力を効果的に運転者の制動操作量に応じた制動力に制御することができると共に、前後輪制動力配分制御の実行中に何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているときには前輪の制動圧の増大量が漸減されるので、前輪及び後輪の増減圧制御弁より上流側の圧力が高い状況にて前輪の増減圧制御弁が制御されることにより前後輪制動力配分制御による前輪の制動圧が増圧され過大になることを確実に防止することができ、これにより車両の走行安定性を向上させることができる。

【 0 0 1 5 】

また上記請求項 1 の構成によれば、前後輪制動力配分制御の実行中に何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているときには前輪の制動圧の増大量が漸減されるので、制動装置が各車輪毎に設けられ対応する車輪の制動圧を制御する増減圧制御弁と、左右前輪の一方及び左右後輪の一方の増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する第一の共通の制御弁と、左右前輪の他方及び左右後輪の他方の増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する第二の共通の制御弁とを有する制動装置である場合にも、前輪及び後輪の前記増減圧制御弁より上流側の圧力が高くなることに起因してアンチスキッド制御の開始後に後輪の制動圧が急激に高くなって車両が不安定になることを確実に防止することができ、これにより車両の走行安定性を向上させることができる。

【 0 0 1 6 】

また上記請求項 2 の構成によれば、前後輪制動力配分制御が終了したときには前後輪制動力配分制御の実行中にアンチスキッド制御が行われているときの漸減速度よりも大きい漸減速度にて前輪の制動圧の増大量が漸減されるので、アンチスキッド制御が行われている際の前輪の制動圧の増大量の漸減速度が過大になることを回避しつつ、前後輪制動力配分制御の終了時に前輪の制動圧を速やかに低下させることができる。

【 0 0 1 7 】

上記請求項 3 の構成によれば、前輪の制動圧の増大量を漸減することは前輪の制動圧の増大量がゼロになるまで継続されるので、前後輪制動力配分制御の実行中に何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているときには前輪の制動圧の増大量を確実にゼロになるまで漸減することができる。

【 0 0 1 8 】

上記請求項 4 の構成によれば、前後輪制動力配分制御の実行中にアンチスキッド制御が終了したときには前輪の制動圧の増大量の漸減が終了されるので、アンチスキッド制御が終了したにも拘らず前輪の制動圧の増大量の漸減が不必要に継続されることを確実に防止することができる。

【 0 0 1 9 】

【課題解決手段の好ましい態様】

本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 1 乃至 4 の構成に於いて、車輛の運転状態が所定の状態になると後輪の制動圧の上昇を抑制し、前後輪制動力配分制御が行われているときには後輪の制動圧の上昇抑制量に応じて前輪の制動圧を増大させるよう構成される（好ましい態様 1）。

【0 0 2 0】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 1 の構成に於いて、前後輪制動力配分制御は後輪のホイールシリンダ圧力の上昇を抑制することにより行われ、前輪の制動圧の増大は運転者による制動操作量と、後輪のホイールシリンダ圧力と、前輪及び後輪の制動力発生装置の制動性能を表わすパラメータとに基づき前輪のホイールシリンダ圧力増加量が演算され、該増加量に基づき前輪のホイールシリンダ圧力が増加されることにより行われるよう構成される（好ましい態様 2）。

【0 0 2 1】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 2 の構成に於いて、前記パラメータは車速が高いほど制動性能を低く表わすパラメータであるよう構成される（好ましい態様 3）。

【0 0 2 2】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 1 の構成に於いて、制動制御装置は車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於ける車速に応じて後輪の制動圧の上昇抑制量が可変設定されるよう構成される（好ましい態様 4）。

【0 0 2 3】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 1 の構成に於いて、制動制御装置は車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於ける車輛の減速度に応じて後輪の制動力の上昇抑制量を可変設定するよう構成される（好ましい態様 5）。

【0 0 2 4】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 2 の構成に於い

て、補助制動制御が行われていないときには、マスタシリンダ圧力と後輪のホイールシリンダ圧力との偏差と、前輪及び後輪の制動力発生装置の制動性能を表わすパラメータとに基づき前輪のホイールシリンダ圧力増加量が演算され、補助制動制御が行われているときには、マスタシリンダ圧力+補助制動制御による制動圧の増大量と後輪のホイールシリンダ圧力との偏差と、前輪及び後輪の制動力発生装置の制動性能を表わすパラメータとに基づき前輪のホイールシリンダ圧力増加量が演算されるよう構成される（好ましい態様6）。

【0025】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於ける車輛の走行状態に応じて後輪の保持圧力が設定され、後輪の制動圧が保持圧力に維持されるよう構成される（好ましい態様7）。

【0026】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、車輛の運転状態が所定の状態になった時点に於けるマスタシリンダ圧力が後輪の保持圧力に設定され、後輪の制動圧が保持圧力に維持されるよう構成される（好ましい態様8）。

【0027】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様3の構成に於いて、パラメータは制動力発生装置のブレーキ効き係数を含むよう構成される（好ましい態様9）。

【0028】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様3の構成に於いて、ブレーキ効き係数は車速に基づき推定されるよう構成される（好ましい態様10）。

【0029】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1乃至4の構成に於いて、制動装置は左前輪及び右後輪の増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する第一の共通の制御弁と、右前輪及び左後輪の増減圧制御弁より上流側

の圧力を同一の圧力に制御する第二の共通の制御弁とを有するよう構成される（好ましい態様 1 1）。

【0 0 3 0】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 1 乃至 4 の構成に於いて、制動装置は左右前輪の増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する第一の共通の制御弁と、左右後輪の増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する第二の共通の制御弁とを有するよう構成される（好ましい態様 1 2）。

【0 0 3 1】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 1 1 の構成に於いて、第一及び第二の共通の制御弁はリニアソレノイド弁であるよう構成される（好ましい態様 1 3）。

【0 0 3 2】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様 1 1 の構成に於いて、増減圧制御弁は常開の増圧用電磁開閉弁と常閉の減圧用電磁開閉弁とよりなるよう構成される（好ましい態様 1 4）。

【0 0 3 3】

【発明の実施の形態】

以下に添付の図面を参照して本発明を好ましい実施の形態（以下単に実施形態という）について詳細に説明する。

【0 0 3 4】

図 1 は本発明による制動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電子制御装置を示す概略構成図、図 2 は図 1 に示された前輪用の連通制御弁を示す解図的断面図である。尚図 1 に於いては、電磁的に駆動される各弁のソレノイドの図示は省略されている。

【0 0 3 5】

図 1 に於いて、1 0 は油圧式の制動装置を示しており、制動装置 1 0 は運転者によるブレーキペダル 1 2 の踏み込み操作に応答してブレーキオイルを圧送するマスタシリンダ 1 4 を有している。マスタシリンダ 1 4 はその両側の圧縮コイル

ばねにより所定の位置に付勢されたフリーピストン 16 により画成された第一のマスタシリンダ室 14 A と第二のマスタシリンダ室 14 B とを有している。

【0036】

第一のマスタシリンダ室 14 A には第一のブレーキ油圧制御導管 18 A の一端が接続され、ブレーキ油圧制御導管 18 A の他端には左前輪用のブレーキ油圧制御導管 20 FL 及び右後輪用のブレーキ油圧制御導管 20 RR の一端が接続されている。ブレーキ油圧制御導管 18 A の途中には第一の連通制御弁 22 A が設けられており、連通制御弁 22 A は図示の実施形態に於いては常開型のリニアソレノイド弁である。連通制御弁 22 A の両側のブレーキ油圧制御導管 18 A には第一のマスタシリンダ室 14 A よりブレーキ油圧制御導管 20 FL 又はブレーキ油圧制御導管 20 RR へ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管 24 A が接続されている。

【0037】

図 2 に解図的に図示されている如く、連通制御弁 22 A は内部に弁室 70 を郭定するハウジング 72 を有し、弁室 70 には弁要素 74 が往復動可能に配置されている。弁室 70 にはブレーキ油圧制御導管 18 A のマスタシリンダ 14 の側の部分 18 A A が内部通路 76 を介して常時連通接続され、またブレーキ油圧制御導管 18 A のマスタシリンダ 14 とは反対側の部分 18 A B が内部通路 78 及びポート 80 を介して連通接続されている。

【0038】

図示の如く、弁要素 74 の周りにはソレノイド 82 が配設されており、弁要素 74 は圧縮コイルばね 84 により図 2 に示された開弁位置へ付勢されている。弁要素 74 はソレノイド 82 に駆動電圧が印加されると、圧縮コイルばね 84 のばね力に抗してポート 80 に対し付勢され、これによりポート 80 を閉ざすことによって閉弁する。

【0039】

また連通制御弁 22 A が閉弁位置にある状況に於いて、ブレーキ油圧制御導管 18 A のマスタシリンダ 14 とは反対側の部分 18 A B 内の圧力による力と圧縮コイルばね 84 のばね力との合計がソレノイド 82 による電磁力よりも高くなる

と、弁要素 74 はポート 80 より離れて該ポートを開き、部分 18 AB 内のオイルが内部通路 78、ポート 80、弁室 70、内部通路 76 を経てブレーキ油圧制御導管 18 A の部分 18 AA へ流れる。そしてこのオイルの流動により部分 18 AB 内のオイルの圧力が低下すると、その圧力による力と圧縮コイルばね 84 のばね力との合計がソレノイド 82 による電磁力よりも低くなり、弁要素 74 はポート 80 を再度閉ざす。

【0040】

かくして連通制御弁 22 A はそのソレノイド 82 に対する印加電圧に応じてブレーキ油圧制御導管 18 A の部分 18 AB 内の圧力を制御するので、ソレノイド 82 に対する駆動電圧を制御することによって連通制御弁 22 A により部分 18 AB 内の圧力（本明細書に於いては「上流圧」という）を所望の圧力に制御することができる。

【0041】

尚図示の実施形態に於いては、図 1 に示された逆止バイパス導管 24 A は連通制御弁 22 A に内蔵されており、内部通路 86 と、該内部通路の途中に設けられ弁室 70 より部分 18 AB へ向かうオイルの流れのみを許す逆止弁 88 とよりなっている。

【0042】

左前輪用のブレーキ油圧制御導管 20 FL 及び右後輪用のブレーキ油圧制御導管 20 RR の他端にはそれぞれ左前輪及び右後輪の制動力を発生する図 1 には示されていない制動力発生装置のホイールシリンダ 26 FL 及び 26 RR が接続されており、左前輪用のブレーキ油圧制御導管 20 FL 及び右後輪用のブレーキ油圧制御導管 20 RR の途中にはそれぞれ常開型の電磁開閉弁 28 FL 及び 28 RR が設けられている。電磁開閉弁 28 FL 及び 28 RR の両側のブレーキ油圧制御導管 20 FL 及び 20 RR にはそれぞれホイールシリンダ 26 FL 及び 26 RR よりブレーキ油圧制御導管 18 A へ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管 30 FL 及び 30 RR が接続されている。

【0043】

電磁開閉弁 28 FL とホイールシリンダ 26 FL との間のブレーキ油圧制御導管 2

0 FLにはオイル排出導管 3 2 FLの一端が接続され、電磁開閉弁 2 8 RRとホイールシリンダ 2 6 RRとの間のブレーキ油圧制御導管 2 0 RRにはオイル排出導管 3 2 RRの一端が接続されている。オイル排出導管 3 2 FL及び 3 2 RRの途中にはそれぞれ常閉型の電磁開閉弁 3 4 FL及び 3 4 RRが設けられており、オイル排出導管 3 2 FL及び 3 2 RRの他端は接続導管 3 6 Aにより前輪用のバッファリザーバ 3 8 Aに接続されている。

【0044】

以上の説明より解る如く、電磁開閉弁 2 8 FL及び 2 8 RRはそれぞれホイールシリンダ 2 6 FL及び 2 6 RR内の圧力を増圧又は保持するための増圧弁であり、電磁開閉弁 3 4 FL及び 3 4 RRはそれぞれホイールシリンダ 2 6 FL及び 2 6 RR内の圧力を減圧するための減圧弁であり、従って電磁開閉弁 2 8 FL及び 3 4 FLは互いに共働して左前輪のホイールシリンダ 2 6 FL内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定しており、電磁開閉弁 2 8 RR及び 3 4 RRは互いに共働して右後輪のホイールシリンダ 2 6 RR内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定している。

【0045】

接続導管 3 6 Aは接続導管 4 0 Aによりポンプ 4 2 Aの吸入側に接続されており、接続導管 4 0 Aの途中には接続導管 3 6 Aよりポンプ 4 2 Aへ向かうオイルの流れのみを許す二つの逆止弁 4 4 A及び 4 6 Aが設けられている。ポンプ 4 2 Aの吐出側は途中にダンパ 4 8 Aを有する接続導管 5 0 Aによりブレーキ油圧制御導管 1 8 Aに接続されている。ポンプ 4 2 Aとダンパ 4 8 Aとの間の接続導管 5 0 Aにはポンプ 4 2 Aよりダンパ 4 8 Aへ向かうオイルの流れのみを許す逆止弁 5 2 Aが設けられている。

【0046】

二つの逆止弁 4 4 A及び 4 6 Aの間の接続導管 4 0 Aには接続導管 5 4 Aの一端が接続されており、接続導管 5 4 Aの他端は第一のマスタシリンダ室 1 4 Aと制御弁 2 2 Aとの間のブレーキ油圧制御導管 1 8 Aに接続されている。接続導管 5 4 Aの途中には常閉型の電磁開閉弁 6 0 Aが設けられている。この電磁開閉弁 6 0 Aはマスタシリンダ 1 4 と制御弁 2 2 Aとの間のブレーキ油圧制御導管 1 8 Aとポンプ 4 2 Aの吸入側との連通を制御する吸入制御弁として機能する。

【0047】

同様に、第二のマスタシリンダ室 14 B には第二のブレーキ油圧制御導管 18 B の一端が接続され、ブレーキ油圧制御導管 18 B の他端には左後輪用のブレーキ油圧制御導管 20 RL 及び右前輪用のブレーキ油圧制御導管 20 FR の一端が接続されている。ブレーキ油圧制御導管 18 B の途中には常開型のリニアソレノイド弁である後輪用の連通制御弁 22 B が設けられている。

【0048】

連通制御弁 22 B は第一の連通制御弁 22 A について図 2 に示された構造と同一の構造を有しており、従って図には示されていないソレノイドに対する駆動電圧を制御することにより、連通制御弁 22 B より下流側のブレーキ油圧制御導管 18 B 内の圧力（上流圧）を所望の圧力に制御することができる。更に連通制御弁 22 B の両側のブレーキ油圧制御導管 18 B には第二のマスタシリンダ室 14 B よりブレーキ油圧制御導管 20 RL 又はブレーキ油圧制御導管 20 FR へ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管 24 B が接続されている。

【0049】

左後輪用のブレーキ油圧制御導管 20 RL 及び右前輪用のブレーキ油圧制御導管 20 FR の他端にはそれぞれ左後輪及び右後輪の制動力を発生する図 1 には示されていない制動力発生装置のホイールシリンダ 26 RL 及び 26 FR が接続されており、左後輪用のブレーキ油圧制御導管 20 RL 及び右前輪用のブレーキ油圧制御導管 20 FR の途中にはそれぞれ常開型の電磁開閉弁 28 RL 及び 28 FR が設けられている。電磁開閉弁 28 RL 及び 28 FR の両側のブレーキ油圧制御導管 20 RL 及び 20 FR にはそれぞれホイールシリンダ 26 RL 及び 26 FR よりブレーキ油圧制御導管 18 B へ向かうオイルの流れのみを許す逆止バイパス導管 30 RL 及び 30 FR が接続されている。

【0050】

電磁開閉弁 28 RL とホイールシリンダ 26 RL との間のブレーキ油圧制御導管 20 RL にはオイル排出導管 32 RL の一端が接続され、電磁開閉弁 28 FR とホイールシリンダ 26 FR との間のブレーキ油圧制御導管 20 FR にはオイル排出導管 32 FR の一端が接続されている。オイル排出導管 32 RL 及び 32 FR の途中にはそれぞれ

常閉型の電磁開閉弁 3 4 RL 及び 3 4 FR が設けられており、オイル排出導管 3 2 RL 及び 3 2 FR の他端は接続導管 3 6 B より後輪用のバッファリザーバ 3 8 B に接続されている。

【 0 0 5 1 】

第一の側の場合と同様、電磁開閉弁 2 8 RL 及び 2 8 FR はそれぞれホイールシリンダ 2 6 RL 及び 2 6 FR 内の圧力を増圧又は保持するための増圧弁であり、電磁開閉弁 3 4 RL 及び 3 4 FR はそれぞれホイールシリンダ 2 6 RL 及び 2 6 FR 内の圧力を減圧するための減圧弁であり、従って電磁開閉弁 2 8 RL 及び 3 4 RL は互いに共働して左後輪のホイールシリンダ 2 6 RL 内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定しており、電磁開閉弁 2 8 RR 及び 3 4 FR は互いに共働して右前輪のホイールシリンダ 2 6 FR 内の圧力を増減し保持するための増減圧弁を郭定している。

【 0 0 5 2 】

接続導管 3 6 B は接続導管 4 0 B によりポンプ 4 2 B の吸入側に接続されており、接続導管 4 0 B の途中には接続導管 3 6 B よりポンプ 4 2 B へ向かうオイルの流れのみを許す二つの逆止弁 4 4 B 及び 4 6 B が設けられている。ポンプ 4 2 B の吐出側は途中にダンパ 4 8 B を有する接続導管 5 0 B によりブレーキ油圧制御導管 1 8 B に接続されている。ポンプ 4 2 B とダンパ 4 8 B との間の接続導管 5 0 B にはポンプ 4 2 B よりダンパ 4 8 B へ向かうオイルの流れのみを許す逆止弁 5 2 B が設けられている。尚ポンプ 4 2 A 及び 4 2 B は図 1 には示されていない共通の電動機により駆動される。

【 0 0 5 3 】

二つの逆止弁 4 4 B 及び 4 6 B の間の接続導管 4 0 B には接続導管 5 4 B の一端が接続されており、接続導管 5 4 B の他端は第二のマスタシリンダ室 1 4 B と制御弁 2 2 B との間のブレーキ油圧制御導管 1 8 B に接続されている。接続導管 5 4 B の途中には常閉型の電磁開閉弁 6 0 B が設けられている。この電磁開閉弁 6 0 B もマスタシリンダ 1 4 と制御弁 2 2 B との間のブレーキ油圧制御導管 1 8 B とポンプ 4 2 B の吸入側との連通を制御する吸入制御弁として機能する。

【 0 0 5 4 】

図示の実施形態に於いては、各制御弁及び各開閉弁は対応するソレノイドに駆

動電流が通電されていないときには図 1 に示された非制御位置に設定され、これによりホイールシリンダ 2 6 FL 及び 2 6 RR には第一のマスタシリンダ室 1 4 A 内の圧力が供給され、ホイールシリンダ 2 6 RL 及び 2 6 FR には第二のマスタシリンダ室 1 4 B 内の圧力が供給される。従って通常時には各車輪のホイールシリンダ内の圧力、即ち制動力はブレーキペダル 1 2 の踏力に応じて増減される。

【 0 0 5 5 】

これに対し連通制御弁 2 2 A、2 2 B が閉弁位置に切り換えられ、開閉弁 6 0 A、6 0 B が開弁され、各車輪の開閉弁が図 1 に示された位置にある状態にてポンプ 4 2 A、4 2 B が駆動されると、マスタシリンダ 1 4 内のオイルがポンプによって汲み上げられ、ホイールシリンダ 2 6 FL、2 6 RR にはポンプ 4 2 A によりポンプアップされた圧力が供給され、ホイールシリンダ 2 6 RL、2 6 FR にはポンプ 4 2 B によりポンプアップされた圧力が供給されるようになるので、各車輪の制動圧はブレーキペダル 1 2 の踏力に関係なく連通制御弁 2 2 A、2 2 B 及び各車輪の開閉弁（増減圧弁）の開閉により増減される。

【 0 0 5 6 】

この場合、ホイールシリンダ内の圧力は、開閉弁 2 8 FL～2 8 RR 及び開閉弁 3 4 FL～3 4 RR が図 1 に示された非制御位置にあるときには増圧され（増圧モード）、開閉弁 2 8 FL～2 8 RR が閉弁位置に切り換えられ且つ開閉弁 3 4 FL～3 4 RR が図 1 に示された非制御位置にあるときには保持され（保持モード）、開閉弁 2 8 FL～2 8 RR 及び開閉弁 3 4 FL～3 4 RR が開弁位置に切り換えられると減圧される（減圧モード）。

【 0 0 5 7 】

連通制御弁 2 2 A 及び 2 2 B、開閉弁 2 8 FL～2 8 RR、開閉弁 3 4 FL～3 4 RR、開閉弁 6 0 A 及び 6 0 B は、後に説明する如く電子制御装置 9 0 により制御される。電子制御装置 9 0 はマイクロコンピュータ 9 2 と駆動回路 9 4 とよりなり、マイクロコンピュータ 9 2 は当技術分野に於いて周知の一般的な構成のものであつてよい。

【 0 0 5 8 】

マイクロコンピュータ 9 2 には圧力センサ 9 6 よりマスタシリンダ圧力 P_m を

示す信号、車速センサ 98 より車速 V を示す信号、前後加速度センサ 100 より車輛の前後加速度 G_x を示す信号、車輪速度センサ 102FL~102RRにより検出された左右前輪及び左右後輪の車輪速度 V_{wi} ($i = fl, fr, rl, rr$) を示す信号が入力されるようになっている。またマイクロコンピュータ 92 は後述の制動制御フローを記憶しており、制動制御フローに従って左右前輪及び左右後輪の目標制動圧 P_{ti} ($i = fl, fr, rl, rr$) を演算すると共に、連通制御弁 22A 等を制御することにより各車輪の制動圧 P_i ($i = fl, fr, rl, rr$) をそれぞれ対応する目標制動圧 P_{ti} に制御する。

【0059】

特に図示の実施形態に於いては、運転者による制動操作量が小さく制動力の前後配分制御が不要であるときには、連通制御弁 22A 等は図示の標準位置に維持されポンプ 42A 及び 42B は駆動されず、これにより各車輪の制動圧、即ちホイールシリンダ 26FL~26RR 内の圧力はマスタシリンダ圧力 P_m により制御される。

【0060】

これに対し運転者による制動操作量が大きく制動力の前後配分制御が必要であるときには、まず連通制御弁 22A 及び 22B が閉弁され、次いで吸入制御弁 60A 及び 60B が開弁され、しかる後ポンプ 42A 及び 42B の駆動が開始され、後に詳細に説明する如く車速 V 及び車輛の減速度 G_{xb} ($= -G_x$) に基づき後輪の保持圧力 P_c が演算されると共に、マスタシリンダ圧力 P_m 及び後輪の保持圧力 P_c 等に基づき前輪の増加圧力 ΔP_f が演算され、連通制御弁 22A 等が制御されることにより前輪側の上流圧が $P_m + \Delta P_f$ の目標制動圧になるよう制御されることにより左右前輪制動圧が制御され、左右後輪の開閉弁 28RL 及び 28RR が閉弁されることにより左右後輪の制動圧が保持圧力 P_c になるよう制御される。

【0061】

またマイクロコンピュータ 92 は、フローチャートとしては示されていないが、各車輪の車輪速度 V_{wi} に基づき当技術分野に於いて公知の要領にて車体速度 V_b 及び各車輪の制動スリップ量 S_{Bi} ($i = fl, fr, rl, rr$) を演算し、何れかの車輪の制動スリップ量 S_{Bi} がアンチスキッド制御 (ABS 制御) 開始の基準値

よりも大きくなり、アンチスキッド制御の開始条件が成立すると、アンチスキッド制御の終了条件が成立するまで、上記制動力の前後配分制御に凌駕して当該車輪について制動スリップ量が所定の範囲内になるようホイールシリンダ内の圧力を増減するアンチスキッド制御を行う。

【 0 0 6 2 】

更にマイクロコンピュータ 9 2 は、後述の制動制御フローに従って制動力の前後配分制御中に何れかの車輪についてアンチスキッド制御が開始されると、前輪の増加圧力 ΔP_f を漸減すると共に後輪の制動圧が保持圧力 P_c を漸増し、これにより車輛全体の制動力が過大になることを防止して車輛の走行安定性を向上させる。

【 0 0 6 3 】

尚図には示されていないが、電磁開閉弁 2 8 FL ~ 2 8 RR 及び開閉弁 3 4 FL ~ 3 4 RR は例えば各車輪の制動力を個別に制御することにより車輛の挙動を安定化させる場合に制御される。

【 0 0 6 4 】

次に図 3 に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於ける制動制御ルーチンについて説明する。尚図 3 に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰り返し実行される。

【 0 0 6 5 】

まずステップ 1 0 に於いては圧力センサ 9 6 により検出されたマスタシリンダ圧力 P_m を示す信号等の読み込みが行われ、ステップ 2 0 に於いては前後輪の制動力配分制御中であるか否かの判別、即ち後述のステップ 3 0 に於いて肯定判別が行われた後であってステップ 1 0 0 に於いて肯定判別が行われていない状況であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ 9 0 へ進み、否定判別が行われたときにはステップ 3 0 へ進む。

【 0 0 6 6 】

ステップ 3 0 に於いては車速 V に基づき図 4 に示されたグラフに対応するマップより後輪の基本保持圧力 P_{cs} が演算され、ステップ 4 0 に於いては車輛の減速

度 G_{xb} に基づき図 5 に示されたグラフに対応するマップより基本保持圧力 P_{cs} に対する補正圧力 ΔP_c が演算され、ステップ 50 に於いては後輪の保持圧力 P_c が基本保持圧力 P_{cs} と補正圧力 ΔP_c との和として演算される。尚図 5 の G_{xbo} は車輛の制動時に於ける標準的な車輛の減速度である。

【0067】

ステップ 60 に於いてはマスタシリンダ圧力 P_m が後輪の保持圧力 P_c を越えているか否かの判別、即ち後輪の制動圧を保持すると共に前輪の制動圧を増加する必要があるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 70 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 150 へ進む。

【0068】

ステップ 70 に於いては当技術分野に於いて公知の任意の要領にて前後輪の制動力配分制御の他の開始条件が成立したか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはそのまま図 3 に示されたルーチンによる制御を一旦終了し、肯定判別が行われたときにはステップ 80 に於いて後輪の保持圧力 P_c がその時のマスタシリンダ圧力 P_m に設定され、しかる後ステップ 150 へ進む。

【0069】

尚前後輪の制動力配分制御の他の開始条件が成立したか否かの判別は、例えば (A) 左右前輪の車輪速度の平均値 V_{wf} に対する左右後輪の車輪速度の平均値 V_{wr} の偏差 ΔV_w が制御開始基準値 V_{ws} (正の定数) を越えているか否かの判別、又は (B) 車輛の減速度 G_{xb} が制御開始基準値 G_{xs} (正の定数) を越えているか否かの判別により行われてよく、また上記 (A) 及び (B) の組合せにより行われてもよい。また上記ステップ 60 及び 70 の制御開始条件が成立しているか否かが同時に判別され、最初に肯定判別が行われたときにはステップ 80 へ進み、二回目以降に肯定判別が行われたときにはステップ 150 へ進み、否定判別が行われたときには図 3 に示されたルーチンによる制御を終了するよう修正されてもよい。

【0070】

ステップ 90 に於いては例えばマスタシリンダ圧力 P_m が制御終了の基準値 P_{me} (P_c よりも小さい正の定数) 以下になったか否かの判別により、前後輪の制動

力配分制御の終了条件が成立したか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ100へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ110に於いて前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f の漸減量 ΔP が ΔP_1 （正の定数）に設定され、しかる後ステップ130へ進む。

【0071】

尚前後輪の制動力配分制御の終了条件が成立したか否かの判別も当技術分野に於いて公知の任意の要領にて行われてよく、例えば制御開始条件の成立判定が車輪速度の偏差 ΔV_w に基づいて行われた場合には、車輪速度の偏差 ΔV_w が制御終了基準値 V_{we} （ V_{ws} よりも小さい正の定数）以下になったか否かの判別により行われてよく、また制御開始条件の成立判定が車輪の減速度 G_{xb} に基づいて行われた場合には車輪の減速度 G_{xb} が制御終了基準値 G_{xe} （ G_{xs} よりも小さい正の定数）以下になったか否かの判別により行われてよく、更には両者の条件が成立したときに制御終了条件が成立したと判定されてもよい。

【0072】

ステップ100に於いては何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ150へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ120に於いて前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f の漸減量 ΔP が ΔP_2 （ ΔP_1 よりも小さい正の定数）に設定され、しかる後ステップ130へ進む。

【0073】

ステップ130に於いては前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f の前回値を ΔP_{ff} として、前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f が $\Delta P_{ff} - \Delta P$ に設定され、ステップ140に於いては増加圧力 ΔP_f が0以下であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ150へ進み、肯定判別が行われたときにはそのまま図3に示されたルーチンによる制御を一旦終了する。

【0074】

ステップ150に於いては前輪及び後輪のホイールシリンダ断面積をそれぞれ S_f 、 S_r （正の定数）とし、前輪及び後輪の制動有効半径をそれぞれ R_f 、 R_r （正の定数）とし、前輪及び後輪のブレーキ効き係数をそれぞれ B_{EFf} 、 B_{EFr}

(正の定数)として下記の式1に従って係数 K_b が演算されると共に、下記の式2に従って前輪の制動圧の基本増加圧力 ΔP_{fo} が演算される。尚ホイールシリンダ断面積 S_f 、 S_r 及び制動有効半径 R_f 、 R_r は制動力発生装置の仕様により定まる値であり、ブレーキ効き係数 $B E F_f$ 、 $B E F_r$ は例えば実験的に予め求められる。

$$K_b = (S_r \times R_r \times B E F_r) / (S_f \times R_f \times B E F_f) \quad \cdots \cdots (1)$$

$$\Delta P_{fo} = (P_m - P_c) K_b \quad \cdots \cdots (2)$$

【0075】

ステップ160に於いては車速 V に基づき図6に示されたグラフに対応するマップより現在の車速に対応するブレーキ効き係数 $B E F_v$ が演算され、標準のブレーキ効き係数 $B E F_o$ と現在のブレーキ効き係数 $B E F_v$ との偏差 $\Delta B E F (= B E F_o - B E F_v)$ が演算され、更に下記の式3に従って前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f が演算される。尚図6に示されたグラフに対応するマップも例えば実験的に予め求められる。

$$\Delta P_f = \Delta P_{fo} (1 + \Delta B E F / B E F_o) \quad \cdots \cdots (3)$$

【0076】

ステップ170に於いては左右前輪の目標制動圧 P_{tfl} 及び P_{tfr} がマスタシリンダ圧力 P_m と増加圧力 ΔP_f との和として演算されると共に、左右前輪の制動圧がそれぞれ目標制動圧 P_{tfl} 及び P_{tfr} になるよう制動装置10が制御される。

【0077】

ステップ180に於いては何れかの車輪についてアンチスキッド制御が行われているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにステップ190に於いて左右後輪の目標制動圧 P_{trl} 及び P_{trr} が保持圧力 P_c に設定されると共に、左右後輪の制動圧がそれぞれ目標制動圧 P_{trl} 及び P_{trr} になるよう制動装置10が制御され、肯定判別が行われたときにはステップ200に於いてアンチスキッド制御中の後輪の制動圧の増圧量を ΔP_{cabs} (正の定数)として左右後輪の目標制動圧 P_{trl} 及び P_{trr} が保持圧力 $P_c + \Delta P_{cabs}$ に設定されると共に、左右後輪の制動圧がそれぞれ目標制動圧 P_{trl} 及び P_{trr} になるよう制動装置10が制御される。

【 0 0 7 8 】

尚図 3 には示されていないが、上述のステップ 7 0 に於いて否定判別が行われた場合及びステップ 1 4 0 に於いて肯定判別が行われた場合には、連通制御弁 2 2 F 等が図 1 に示された標準位置に設定され、これにより各車輪のホイールシリンダ 2 6 FR ~ 2 6 RR にはマスタシリンダ 1 4 の圧力 P_m が直接供給され、これにより各車輪の制動圧が運転者の制動操作量に応じて増減される。

【 0 0 7 9 】

かくして図示の実施形態によれば、前後輪の制動力配分制御が実行されていないときには、ステップ 2 0 に於いて否定判別が行われ、ステップ 3 0 に於いて車速 V に基づき後輪の基本保持圧力 P_{cs} が演算され、ステップ 4 0 に於いて車輛の減速度 G_{xb} に基づき基本保持圧力 P_{cs} に対する補正圧力 ΔP_c が演算され、ステップ 5 0 に於いて後輪の保持圧力 P_c が基本保持圧力 P_{cs} と補正圧力 ΔP_c との和として演算される。

【 0 0 8 0 】

マスタシリンダ圧力 P_m が後輪の保持圧力 P_c 以下であり前後輪の制動力配分制御の他の開始条件が成立していないときには、後輪の制動力の抑制は不要であるので、ステップ 6 0 及び 7 0 に於いて否定判別が行われ、前輪及び後輪のホイールシリンダ 2 6 FL ~ 2 6 RR にはマスタシリンダ 1 4 内の圧力が供給され、従って後輪の制動圧の抑制制御及び前輪の制動圧の増加制御は行われない。

【 0 0 8 1 】

これに対し運転者による制動操作量が更に増大され、マスタシリンダ圧力 P_m が後輪の保持圧力 P_c を越えているときには、ステップ 6 0 に於いて肯定判別が行われ、マスタシリンダ圧力 P_m が後輪の保持圧力 P_c を越えていなくても前後輪の制動力配分制御の他の開始条件が成立しているときには、ステップ 7 0 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 8 0 に於いて後輪の保持圧力 P_c がその時のマスタシリンダ圧力 P_m に設定され、ステップ 1 5 0 に於いてマスタシリンダ圧力 P_m と後輪の保持圧力 P_c との偏差 $P_m - P_c$ に基づき上記式 2 に従って前輪の制動圧の基本増加圧力 ΔP_{fo} が演算され、ステップ 1 6 0 に於いて車速 V に基づき現在の車速に対応するブレーキ効き係数 $B E F_v$ が演算され、標準のブレーキ効き係

数 $BEFo$ と現在のブレーキ効き係数 $BEFv$ との偏差 ΔBEF が演算され、上記式 3 に従って前輪の制動圧の増加圧力 ΔPf が演算される。

【0082】

更にステップ 170 に於いて左右前輪の制動圧がマスタシリンダ圧力 Pm と増加圧力 ΔPf との和として演算される目標制動圧 $Ptfl$ 及び $Ptfr$ になるよう制動装置 10 が制御され、ステップ 190 に於いて左右後輪の制動圧が左右後輪の目標制動圧 $Ptrl$ 及び $Ptrr$ = 保持圧力 Pc になるよう制動装置 10 が制御される。

【0083】

従って図示の実施形態によれば、前後輪制動力配分制御の開始条件が成立すると、前後輪制動力配分制御の終了条件が成立するまで、マスタシリンダ圧力 Pm が後輪の保持圧力 Pc を越えている状況に於いて、後輪の制動圧が保持圧力 Pc に維持されるので、前輪に先行して後輪がロックすることを確実に防止することができ、また後輪の制動圧が保持圧力 Pc に維持されることによる制動力の不足分に対応する前輪の制動圧の増加量 ΔPf が演算され、前輪の制動圧が ΔPf 増圧されるので、後輪の制動圧が保持されることによる車輛全体としての制動力の不足を前輪の制動力の増大によって補填し、これにより前後輪制動力配分制御実行中にも車輛全体としての制動力を確実に運転者の制動操作量に対応する制動力に制御することができる。

【0084】

図 7 は図示の実施形態に於ける前輪の制動力 Fbf と後輪の制動力 Fbr との間の関係を示しており、特に二点鎖線は理想前後配分線を示し、実線は実施形態に於ける前後配分線を示している。図示の如く、前輪の制動力 Fbf が後輪の保持圧力 Pc に対応する制動力 $Fbfc$ 以下の範囲に於いては、前輪の制動力 Fbf 及び後輪の制動力 Fbr はマスタシリンダ圧力 Pm の増大につれて互いに他に対し一定の割合にて増大するが、前輪の制動力 Fbf が後輪の保持圧力 Pc に対応する制動力 $Fbfc$ を越える範囲に於いては、制動力の実際的前後配分線が理想前後配分線を越えないよう、後輪の制動力 Fbr が保持圧力 Pc に対応する制動力 $Fbrc$ に維持される。

【0085】

また図 8 の実線は図示の実施形態に於けるマスタシリンダ圧力 Pm と前輪の制

動圧 P_f 及び後輪の制動圧 P_r との間の関係を示しており、二点鎖線は前後輪制動力配分制御が行われない場合のマスタシリンダ圧力 P_m と前輪の制動圧 P_f 及び後輪の制動圧 P_r との間の関係を示している。

【0086】

図8に示されている如く、マスタシリンダ圧力 P_m が保持圧力 P_c 以下の範囲に於いては前輪の制動圧 P_f 及び後輪の制動圧 P_r はマスタシリンダ圧力 P_m であり互いに同一であるが、マスタシリンダ圧力 P_m が保持圧力 P_c を越える範囲に於いては後輪の制動圧 P_r は保持圧力 P_c (一定) であり、現在のマスタシリンダ圧力 P_m が P_{ma} であるとする、後輪の制動圧の抑制量 $\Delta P_r (= P_{ma} - P_c)$ に対応する後輪の制動力の抑制量に相当する前輪の制動圧の増加量 ΔP_f が演算され、前輪の制動圧 P_f が $P_{ma} + \Delta P_f$ に制御される。

【0087】

また図示の実施形態によれば、前後輪制動力配分制御中にアンチスキッド制御が開始されると、ステップ20、90、100に於いてそれぞれ肯定判別、否定判別、肯定判別が行われ、ステップ120及び130に於いて前輪の制動圧の増加量 ΔP_f が1サイクル毎に ΔP_2 漸減されるので、連通制御弁22Aによりブレーキ油圧制御導管20FL及び20RR内の圧力が漸減されると共に、連通制御弁22Bによりブレーキ油圧制御導管20FR及び20RL内の圧力が漸減されるので、アンチスキッド制御の開始後に後輪の制動圧が急激に高くなって車輛が不安定になったり、ブレーキ油圧制御導管20FL、20RR、20FR及び20RL内の圧力が高い状況にて前輪の電磁開閉弁28FL及び34FL等が制御されることにより前後輪制動力配分制御による前輪の制動圧が過大に増圧されたりすることを確実に防止することができ、これにより車輛の走行安定性を向上させることができる。

【0088】

また図示の実施形態によれば、前後輪制動力配分制御の終了条件が成立すると、ステップ90に於いて肯定判別が行われ、ステップ110に於いて前輪の制動圧の増加量 ΔP_f が1サイクル毎に ΔP_1 漸減されることによりアンチスキッド制御が開始された場合よりも速い漸減速度にて漸減されるので、アンチスキッド制御が行われている際の前輪の制動圧の増大量の漸減速度が過大になることを回避

しつつ、前後輪制動力配分制御の終了時に前輪の制動圧を速やかに低下させることができる。

【0089】

また図示の実施形態によれば、前後輪制動力配分制御中にアンチスキッド制御が開始された場合及び前後輪制動力配分制御の終了条件が成立した場合の何れの場合にも、ステップ140に於いて肯定判別が行われるまで、換言すれば前輪の制動圧の増加量 ΔP_f が0になるまで継続されるので、前輪の制動圧の増大量を確実にゼロになるまで漸減することができる。

【0090】

また図示の実施形態によれば、前後輪制動力配分制御中にアンチスキッド制御が終了したときには、ステップ90及び100に於いて否定判別が行われ、前輪の制動圧の増大量の漸減が中止され、ステップ150以降が実行されるので、アンチスキッド制御が終了したにも拘らず前輪の制動圧の増大量の漸減が不必要に継続されることを確実に防止することができる。

【0091】

特に図示の実施形態によれば、前輪の制動圧の増加量 ΔP_f は単純に後輪の制動圧の抑制量 ΔP_r に設定される訳ではなく、後輪の制動圧の抑制による後輪の制動力の不足分に対応する制動力を前輪の制動力に加算するための値として演算されるので、前輪の制動圧がマスタシリンダ圧力 P_{ma} +後輪の制動圧の抑制量 ΔP_r に設定される場合に比して、確実に且つ正確に車輛全体の制動力が運転者の制動操作量に対応する値になるよう制御することができる。

【0092】

また一般に、車速 V が高くなるにつれて後輪に比して前輪のブレーキの効きが低下し、結果的に制動力の前後配分が後輪寄りになるので、車速 V が高いほど後輪の保持圧力 P_c は低く設定されることが好ましい。また一般に、車輛の積載荷重が高いほど制動力の理想前後配分線は後輪寄りになり、車輛の積載荷重が高いほど車輛の減速度が低くなると共に車輛の制動に関する前輪の負担が増大するので、制動力前後配分制御開始時に於ける車輛の減速度が低いほど後輪の保持圧力 P_c は高く設定されることが好ましい。

【 0 0 9 3 】

図示の実施形態によれば、保持圧力 P_c が一定の値に設定される訳ではなく、ステップ 3 0 ~ 5 0 に於いて車速 V が高いほど小さくなり車輛の減速度 G_{xb} が高いほど小さくなるよう車速 V 及び車輛の減速度 G_{xb} に応じて後輪の保持圧力 P_c が可変設定されるので、車速 V や車輛の減速度 G_{xb} が考慮されない場合に比して後輪の保持圧力 P_c を適正に設定することができ、これにより車輛の状況に応じて適正に前後輪制動力配分制御を実行することができる。

【 0 0 9 4 】

また図示の実施形態によれば、ステップ 1 1 0 に於いて前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f は車速 V が高いほどブレーキ効き係数 $B E F$ が低下することを考慮して演算されるので、ブレーキ効き係数 $B E F$ の変動が考慮されない場合に比して前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f を後輪の制動力の不足分に正確に対応する値に演算することができ、これにより前輪の制動圧を過不足なく適正に制御することができる。

【 0 0 9 5 】

以上に於いては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【 0 0 9 6 】

例えば図示の実施形態に於いては、後輪の保持圧力 P_c は制動力の前後輪配分制御の終了条件が成立するまで一定の値に設定されるようになっているが、例えば前後輪のスリップ状態に応じて後輪の保持圧力 P_c が漸減又は漸増されることにより後輪の制動圧が漸減又はパルス増圧により漸増されてもよい。

【 0 0 9 7 】

また上述の実施形態に於いては、ステップ 3 0 及び 4 0 に於いて車速 V 及び車輛の減速度 G_{xb} に応じて後輪の保持圧力 P_c が可変設定されるようになっているが、後輪の保持圧力 P_c は車速 V 及び車輛の減速度 G_{xb} の一方に応じてのみ可変設定されるよう修正されてもよく、更には後輪の保持圧力 P_c は車速 V 及び車輛の減速度 G_{xb} に応じて可変設定されることなく一定の値に設定されてもよい。

【0098】

また上述の実施形態に於いては、後輪の保持圧力 P_c はステップ 150 及び 160 に於いて車速 V に基づき制動力発生装置のブレーキ効き係数の変化を考慮して演算されるようになっているが、このブレーキ効き係数の変化に基づく後輪の保持圧力 P_c の補正が省略されてもよい。

【0099】

また上述の実施形態に於いては、制動力の前後輪配分制御中には左右前輪及び左右後輪はそれぞれ互いに同一の圧力に制御されるようになっているが、例えば車輛の旋回状況や車輛の挙動に応じて左右前輪の制動圧若しくは左右後輪の制動圧が相互に異なる値に制御されるよう修正されてもよい。

【0100】

更に上述の実施形態に於いては、左前輪及び右後輪、右前輪及び左後輪がそれぞれ 1 系統をなし各系統の制動圧が主として連通制御弁 22A、22B により制御される制動装置であるが、本発明の制動制御装置が適用される制動装置は各車輪毎に設けられ対応する車輪の制動圧を制御する増減圧制御弁と、前輪及び後輪の前記増減圧制御弁より上流側の圧力を同一の圧力に制御する共通の制御弁とを有し、前輪の制動圧をマスタシリンダ圧力よりも高い値に制御することができ、後輪の制動圧をマスタシリンダ圧力よりも低い値に制御することができるものである限り、当技術分野に於いて公知の任意の構成のものであってよく、例えば制動装置は、左右前輪及び左右後輪がそれぞれ 1 系統をなし各系統の制動圧がそれぞれ連通制御弁により制御される制動装置であってもよい。

【図面の簡単な説明】**【図 1】**

本発明による制動制御装置の一つの実施形態の油圧回路及び電子制御装置を示す概略構成図である。

【図 2】

図 1 に示された前輪用の連通制御弁を示す解図的断面図である。

【図 3】

図示の実施形態に於ける前後輪の制動力配分制御ルーチンを示すフローチャー

トである。

【図 4】

車速 V と後輪の基本保持圧力 P_{cs} との関係を示すグラフである。

【図 5】

車輛の減速度 G_{xb} と基本保持圧力 P_{cs} に対する補正圧力 ΔP_c の関係を示すグラフである。

【図 6】

車速 V とブレーキ効き係数 B_{EF} の関係を示すグラフである。

【図 7】

理想前後配分線及び図示の実施形態に於ける前輪の制動圧 P_f と後輪の制動圧 P_r との関係を示すグラフである。

【図 8】

図示の実施形態に於けるマスタシリンダ圧力 P_m と前輪の制動圧 P_f 及び後輪の制動圧 P_r との関係を示すグラフである。

【符号の説明】

1 0 …制動装置

1 4 …マスタシリンダ

2 2 F、2 2 R …連通制御弁

2 6 FL、2 6 FR、2 6 RL、2 6 RR …ホイールシリンダ

4 2 F、4 2 R …オイルポンプ

2 8 FL ~ 2 8 RR、3 4 FL ~ 3 4 RR …開閉弁

4 2 F、4 2 R …ポンプ

6 0 F、6 0 R …吸入制御弁

7 0 …弁室

7 4 …弁要素

8 4 …圧縮コイルばね

8 8 …逆止弁

9 0 …電子制御装置

9 6 …圧力センサ

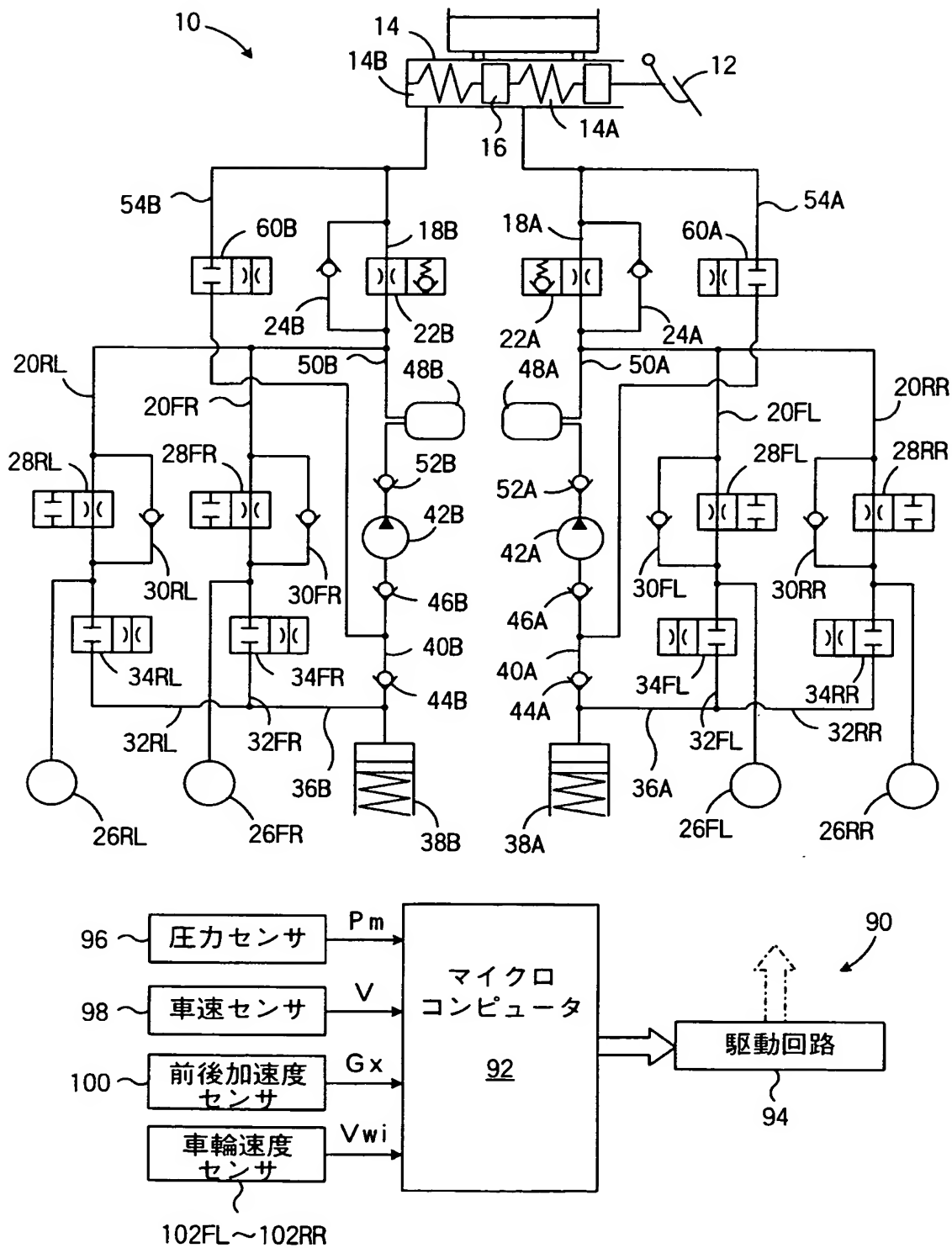
9 8 …車速センサ

1 0 0 …前後加速度センサ

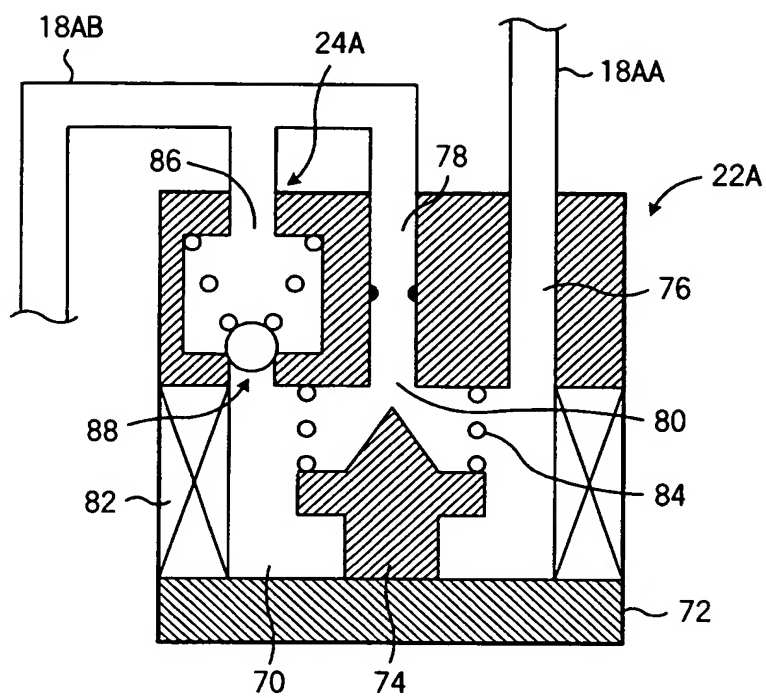
1 0 2 FL ～ 1 0 2 RR …車輪速度センサ

【書類名】 図面

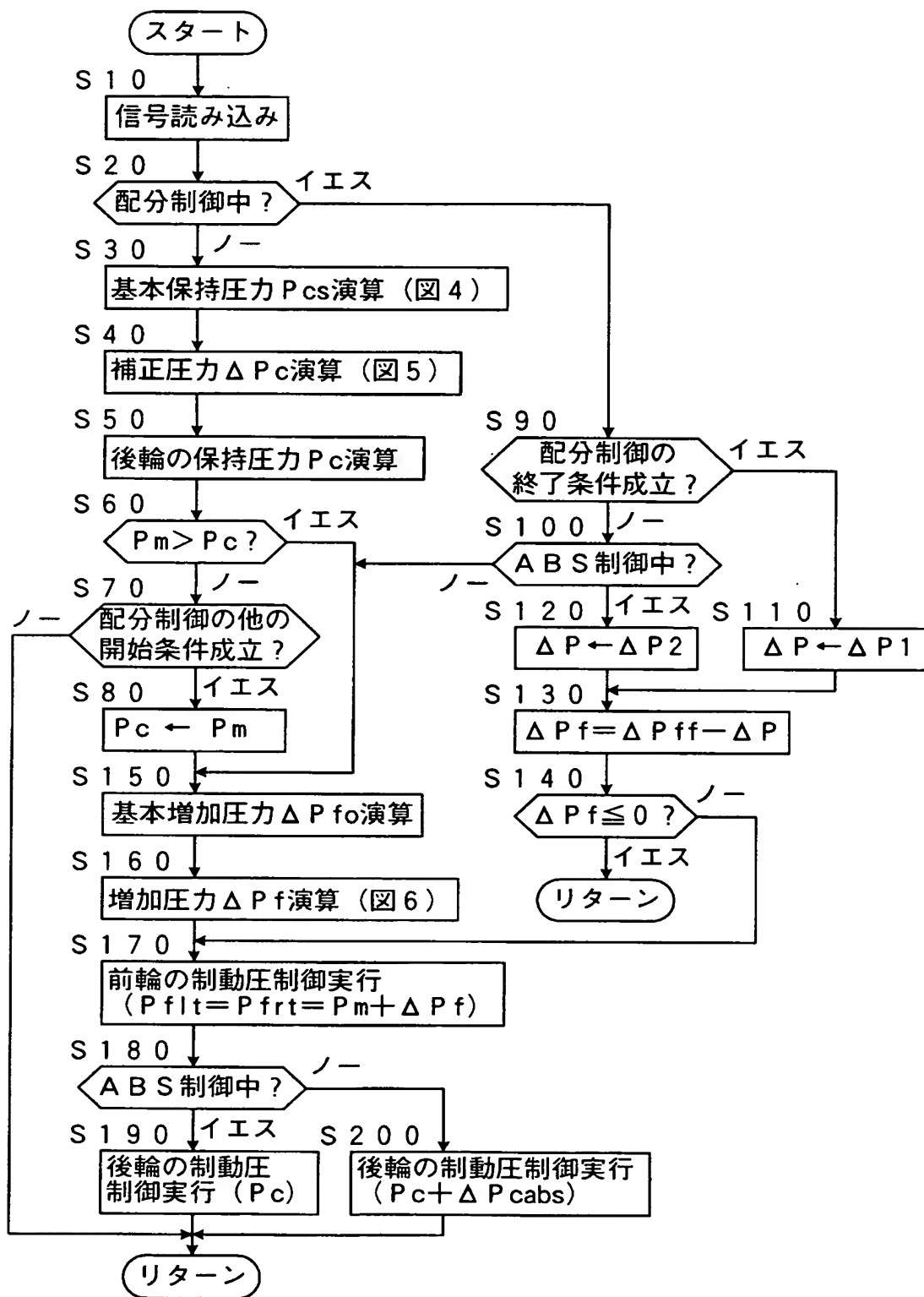
【図 1】



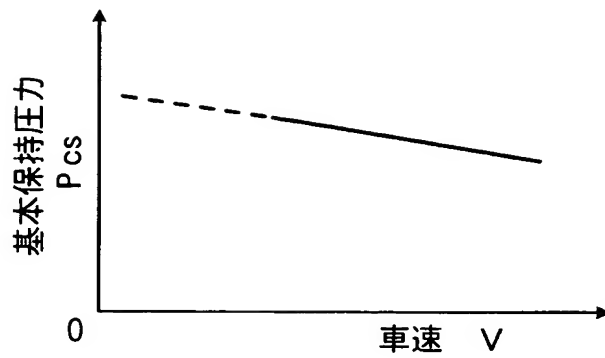
【図 2】



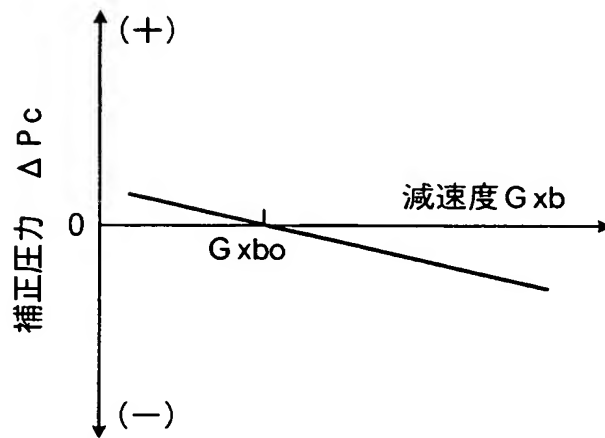
【図 3】



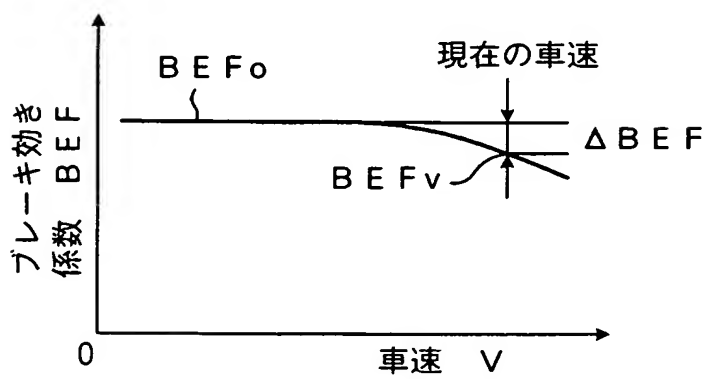
【図 4】



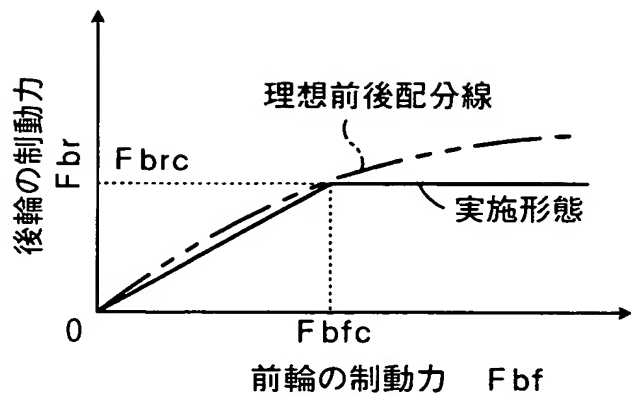
【図 5】



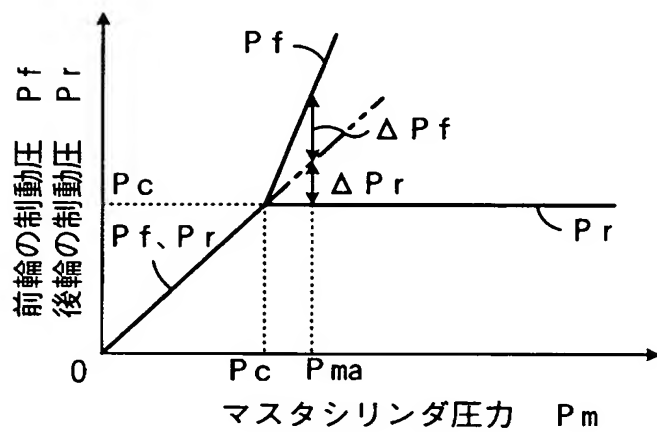
【図 6】



【図 7】



【図 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 前後輪制動力配分制御中にアンチスキッド制御が行われる場合に後輪の制動圧が不必要に高くなることを防止して車両の走行安定性を向上させる。

【解決手段】 車速 V 及び車両の減速度 G_{xb} に基づき後輪の保持圧力 P_c が演算され（S 5 0 ～ 7 0）、前後輪の制動力配分制御の開始条件が成立すると（S 6 0、7 0）、マスタシリンダ圧力 P_m と後輪の保持圧力 P_c との偏差 $P_m - P_c$ に基づき前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f が演算され（S 1 5 0、1 6 0）、前輪の制動圧がマスタシリンダ圧力 P_m と増加圧力 ΔP_f との和になるよう制御され（S 1 7 0）、後輪の制動圧が保持圧力 P_c になるよう制御される（S 1 9 0）、前後輪制動力配分制御中にアンチスキッド制御が開始されると（S 9 0）、前輪の制動圧の増加圧力 ΔP_f が漸減され（S 1 0 0、1 3 0）、後輪の制動圧の保持圧力 P_c が漸増される（S 1 8 0、2 0 0）。

【選択図】 図 3



特願 2 0 0 3 - 1 0 3 1 2 7

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 3 2 0 7]

1. 変更年月日	1 9 9 0 年 8 月 2 7 日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県豊田市トヨタ町 1 番地
氏 名	トヨタ自動車株式会社

特願 2 0 0 3 - 1 0 3 1 2 7

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[3 0 1 0 6 5 8 9 2]

1. 変更年月日

2 0 0 1 年 1 0 月 3 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県刈谷市朝日町 2 丁目 1 番地

氏 名

株式会社アドヴィックス